

© EPODOC / EPO

PN - DE3637571 A  
19880505  
PD - 1988-05-05  
PR - DE19863637571  
19861104  
OPD - 1986-11-04  
TI - Frictional vibration  
damper for machine tools  
AB - A frictional vibration  
damper for rotatable elements of  
machine tools such as work spindles or  
the like has a damper body (8) which  
can be coupled to the rotatable element  
via a pair of friction surfaces. For the  
application of the contact force, at least  
one electrically controllable force unit  
(12), the force of which can be varied  
by changing an electric variable, is  
provided. The force unit (12) is, in  
particular, a piezoelectric force  
generator.

<IMAGE>

IN - SALJE ERNST PROF  
DR ING (DE)  
PA - SALJE ERNST (DE)  
EC - B23Q11/00D ;  
B24B41/04B ; F16F15/129  
IC - F16F15/12  
© WPI / DERWENT

TI - Frictional oscillation  
damper e.g. for machine tool spindle -  
uses electric control friction coupling  
between damper.

PR - DE19863637571  
19861104

PN - DE3637571 A  
19880505 DW198819 008pp  
PA - (SALJ-I) SALJE E  
IC - F16F15/12  
IN - SALJE E  
AB - DE3637571 The

oscillation damper uses a damping  
block (8) coupled to the machine tool  
spindle (3) via a pair of frictional  
surfaces. These are subjected to a  
variable pressure to control the  
coupling coefft. under control of an

electrically operated device supplied  
with a variable control signal.

- Pref. the coupling force is  
provided by a piezoelectric device (12)  
coupled to a regulator providing a  
coupling control signal in dependence  
on a monitored parameter.

- ADVANTAGE - Rapid  
oscillation damping response.(1/7)

OPD - 1986-11-04

AN - 1988-127256 [19]

BEST AVAILABLE COPY

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



DEUTSCHES  
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 36 37 571.3  
22 Anmeldetag: 4. 11. 86  
43 Offenlegungstag: 5. 5. 88

Verdachtsurteil

DE 3637571 A1

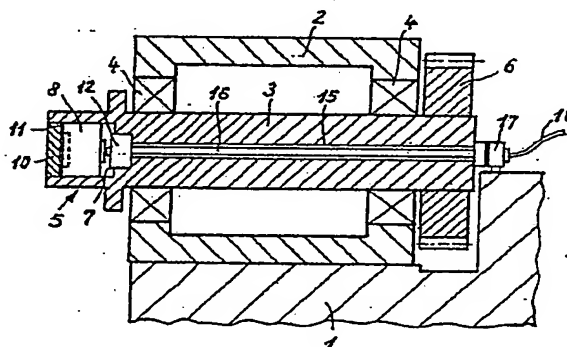
71 Anmelder:  
Saljé, Ernst, Prof. Dr.-Ing., 2106 Bendestorf, DE

74 Vertreter:  
Koscholke, G., Dipl.-Ing. Dr.-Ing., Pat.-Anw., 4000  
Düsseldorf

72 Erfinder:  
gleich Anmelder

54 Reibungsschwingungsdämpfer für Werkzeugmaschinen

Ein Reibungsschwingungsdämpfer für drehbare Elemente von Werkzeugmaschinen, wie Arbeitsspindeln o. dgl., weist einen mit dem drehbaren Element über ein Reibflächenpaar koppelbaren Dämpferkörper (8) auf. Zur Aufbringung der Anpreßkraft ist wenigstens eine elektrisch ansteuerbare Krafteinheit (12) vorgesehen, deren Kraft durch Änderung einer elektrischen Größe veränderbar ist. Die Krafteinheit (12) ist insbesondere ein piezoelektrischer Krafterzeuger.



DE 3637571 A1

1. Reibungsschwingungsdämpfer für drehbare Elemente von Werkzeugmaschinen, wie Arbeitsspindeln, Wellen oder ähnliche Teile von Umlaufsystemen, mit einem im wesentlichen coaxial zu dem drehbaren Element angeordneten, zumindest begrenzt relativ zu diesem drehbaren und mit ihm oder einem mit ihm verbundenen Teil über wenigstens ein Reibflächenpaar koppelbaren Dämpferkörper, wobei der Kopplungsgrad durch Änderung der an den Reibflächen wirksamen Anpreßkraft einstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß zur Aufbringung der Anpreßkraft wenigstens eine elektrisch ansteuerbare Krafteinheit (12) vorgesehen ist, deren Kraft durch Änderung einer elektrischen Größe veränderbar ist.
2. Dämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß als Krafteinheit (12) ein piezoelektrischer Krafterzeuger vorgesehen ist.
3. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 und 2, gekennzeichnet durch einen Regler (22), mittels dessen die elektrische Versorgung der Krafteinheit (12) in Abhängigkeit von wenigstens einer Meßgröße automatisch einflußbar ist.
4. Dämpfer nach Anspruch 3, gekennzeichnet durch ein Schwingungsmeßgerät (21) zur Lieferung einer Meßgröße für den Regler (22).
5. Dämpfer nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Schwingungsmeßgerät (21) außerhalb des drehbaren Elements (3) vorgesehen ist.
6. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 5, gekennzeichnet durch eine Meßeinrichtung (30) für die von der Krafteinheit (12) auf den Dämpferkörper (8) ausgeübte Kraft.
7. Dämpfer nach den Ansprüchen 3 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß der von der Meßeinrichtung (30) gelieferte Meßwert als vom Regler (22) zu verarbeitende Größe vorgesehen ist.
8. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpferkörper (8) in einer Kammer (7) im Inneren des drehbaren Elements (3) angeordnet ist.
8. Dämpfer nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Dämpferkörper (8) in der Kammer (7) von einem viskosen Medium umgeben ist.
9. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Krafteinheit (12) in oder an dem drehbaren Element (3) angebracht ist.
10. Dämpfer nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Krafteinheit (12) zwischen einer Anlagefläche (13a) des drehbaren Elements (3) und dem Dämpferkörper (8) angeordnet ist.
11. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Krafteinheit (12) außerhalb des drehbaren Elements (3) feststehend angeordnet ist und im Kraftübertragungsweg zwischen ihr und dem Dämpferkörper (8) eine Lageranordnung (25) vorgesehen ist.
12. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Krafteinheit (12) und dem Dämpferkörper (8) eine Zugstange (20) vorgesehen ist.
13. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der Krafteinheit (12) und dem Dämpferkörper (8) eine Druckstange (28) vorgesehen ist.
14. Dämpfer nach einem der Ansprüche 12 und 13,

dadurch gekennzeichnet, daß der Stange (20 bzw. 28) wenigstens ein Kraftmeßelement (30) zugeordnet ist.

15. Dämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 14, gekennzeichnet durch Zentriermittel (29) für den Dämpferkörper (8).

### Beschreibung

10 Die Erfindung bezieht sich auf einen Reibungsschwingungsdämpfer nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Beim Einsatz von Werkzeugmaschinen kommt es häufig zu selbsterregten Schwingungen. Diese sind schwer beherrschbar, zumal die Ursachen zu wenig bekannt sind. Schwingungserscheinungen sind besonders unangenehm bei Feinbearbeitungsvorgängen. Beim Schleifen beispielsweise sind Schwingungen häufig anzutreffen.

20 Eine wichtige Einflußgröße auf Schwingungen während der Zerspanung ist die dynamische Steifigkeit des gesamten Kraftflusses. Schon bei der Konstruktion von Werkzeugmaschinen und der Auslegung und Dimensionierung ihrer Bauteile werden Eigenschaften festgelegt, die später für das Schwingungsverhalten von großer Bedeutung sind. Werden dann die Maschinen in Betrieb genommen, ist eine nachträgliche Änderung in vielen Fällen nicht mehr möglich.

Gelegentlich wird zur Abhilfe versucht, den Ablauf des technologischen Prozesses, z.B. des Schleifens, durch andere Einstellbedingungen zu verändern. Maßnahmen, die durch veränderte technologische Bedingungen im Prozeß die Schwingungsintensität reduzieren sollen, sind z.B.: grob abgerichtete Schleifscheiben oder veränderte Einstellgrößen wie Zustellungen, Vorschubgeschwindigkeiten und Schnittgeschwindigkeiten. Dies erfordert aber oftmals zusätzliche Fertigungszeiten und verteuert damit die Produktion.

Es ist auch schon vorgeschlagen worden, einer Schwingbewegung aktiv mittels eines besonderen Aggregats entgegenzuwirken. Voraussetzung dafür ist, daß zunächst eine exakte Schwingungsanalyse durchgeführt wird. Dabei sind Schwingungsamplituden, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen maßgeblich schwingender Elemente oder Teile der Maschinen nach Amplitude, Frequenz und Phasengang genau zu messen. Sodann ist es erforderlich, eine Rückstellkraft so zu steuern, daß sie der Schwingbewegung entgegenwirkt. Die in Frage kommenden Frequenzbereiche zwischen insbesondere 50 und 500 Hz machen es schwierig, sog. aktive Dämpfer wirkungsvoll einzusetzen. Ferner ist ein aktiver Dämpfer ein aufwendiges Bauteil. Er verteuert die Beschaffungskosten der Maschine und nimmt bei Unterbringung im Arbeitsraum der Maschine die Möglichkeit, automatische Werkstatt- oder Werkzeugwechselvorgänge einzuleiten.

Ein anderer Weg zur Schwingungsreduzierung besteht im Einsatz sog. passiver Dämpfer oder Absorber. Ein solcher Dämpfer ist der sog. Lanchester-Dämpfer, bei dem eine Zusatzmasse über einen Reibbelag an die zu dämpfende Welle gekoppelt wird (Saljé, "Elemente der spanenden Werkzeugmaschinen", Carl Hanser Verlag München 1968, S. 139). Die Anpreßkraft wird durch Federn erzeugt, die mehr oder weniger gespannt werden können, so daß der Kopplungsgrad einstellbar ist. Es ist auch denkbar, die Anpreßkraft bei einem passiven Dämpfer mit Hilfe eines druckmittelbeaufschlagten Kolbens zu erzeugen. Eine solche Konstruktion würde den Einbau eines hydraulischen Systems in die Werk-

zeugmaschine erfordern, was in vielen Fällen unerwünscht ist und besondere Dichtungsmaßnahmen notwendig macht. Außerdem wären Verschleiß- und Reibungskräfte zu befürchten, welche die einwandfreie Funktion eines derartigen Systems beeinträchtigen.

Aufgabe der Erfindung ist es, einen passiven Schwingungsdämpfer in Form eines Reibungsdämpfers für umlaufende Systeme von Werkzeugmaschinen, wie Arbeitsspindeln oder andere drehbare Elemente auf der Werkzeug- oder auch auf der Werkstückseite, zu schaffen, der u.a. einfach ausgebildet ist und gut untergebracht werden kann, der kein Druckmittel benötigt und somit keine kritischen Dichtungsprobleme aufwirft und der sich vor allem auch den jeweiligen Bedingungen während des Umlaufs des drehbaren Elements anpassen läßt, um eine möglichst wirksame Verringerung der Amplituden auftretender Schwingungen zu erreichen. Dabei strebt die Erfindung auch eine vorteilhafte Anordnung und Ausbildung des Dämpfers im einzelnen an. Weitere mit alledem zusammenhängende Probleme, mit denen sich die Erfindung befaßt, ergeben sich aus der jeweiligen Erläuterung der aufgezeigten Lösung.

Gemäß der Erfindung ist bei einem Reibungsschwingungsdämpfer der eingangs genannten Art zur Aufbringung der Anpreßkraft wenigstens eine elektrisch ansteuerbare Krafteinheit vorgesehen, deren Kraft durch Änderung einer elektrischen Größe veränderbar ist.

Ein solcher Dämpfer zeichnet sich u.a. dadurch aus, daß er nicht nur vielseitig anwendbar ist, sondern daß er sich schnell und einfach in seiner Wirkung den jeweiligen Bedingungen anpassen läßt. Durch die elektrische Ansteuerbarkeit kann auf günstige Weise in zeitlich schneller Reaktion eine Beeinflussung des Systems erfolgen. Die Krafteinheit kann an einer günstigen Stelle angeordnet werden, insbesondere auch am oder im drehbaren Element. Die elektrische Energie- bzw. Signalleitung bereitet keine besonderen Schwierigkeiten.

Die Krafteinheit kann ein elektrischer Stellmotor oder ein sonstiges elektrisch ansteuerbares Aggregat sein. Insbesondere sieht die Erfindung als Krafteinheit einen piezoelektrischen Krafterzeuger vor. Dabei handelt es sich um Stallelemente, die auch als Translatoren bezeichnet werden. Solche Krafterzeuger stellen kompakte Elemente dar, die auch unter begrenzten Raumverhältnissen noch gut untergebracht werden können.

In weiterer Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Systems ist ein Regler vorgesehen, mittels dessen die elektrische Versorgung oder Beeinflussung der Krafteinheit in Abhängigkeit von wenigstens einer Meßgröße automatisch beeinflussbar ist. Die Meßgröße kann eine Kraft, eine Geschwindigkeit, eine Beschleunigung oder eine andere Größe sein, die bei einem zu dämpfenden System von Bedeutung ist. Insbesondere sieht die Erfindung ein Schwingungsmeßgerät zur Lieferung einer Meßgröße für den Regler vor.

Das Schwingungsmeßgerät kann am drehbaren Element selbst oder aber auch außerhalb desselben vorgesehen sein, z.B. an einem benachbarten Maschinenteil, etwa an einem Spindelkasten, in dem eine Arbeitsspindel drehbar gelagert ist, etwa eine Schleifspindel. Die Schwingungen des Spindelkastens sind zwar nicht exakt gleich der Schwingung der umlaufenden Arbeitsspindel mit Schleifscheibe, aber erfahrungsgemäß korrelieren Spindelkastenschwingungen zu den Schleifspindelschwingungen. Die Regelung des Dämpfers soll in Abhängigkeit von den gemessenen Schwingungen erfolgen. Das Ausgangssignal des Schwingungsmeßgeräts

wird dabei dem Regler zugeführt, über den der piezoelektrische Krafterzeuger beeinflusst wird. Der Regler, der im wesentlichen aus einem kleinen Mikrorechner bestehen kann, ist entsprechend eingestellt bzw. programmiert und erfüllt nun die Aufgabe, die Anpreßkraft an den Reibflächen des Dämpfers so einzustellen, daß die Schwingungen verkleinert werden.

Der Vorgang kann beispielsweise folgendermaßen ablaufen. Es wird eine bestimmte Schwingungsamplitude durch das Schwingungsmeßgerät, namentlich in Form eines Beschleunigungsmessers, ermittelt und ein Signal zur Veränderung der Anpreßkraft gegeben, z.B. im Sinne einer Erhöhung der Anpreßkraft. Wenn nach einer größer gewordenen Anpreßkraft die Schwingungsamplitude abnimmt, wird diese Anpreßkraft weiterhin vergrößert. Dies geschieht so lange, bis die Schwingungsamplituden wieder zunehmen. Dies kann dadurch bedingt sein, daß der Kopplungsgrad zu hoch wird. In umgekehrter Weise könnte bei einer Verkleinerung der Anpreßkraft die Schwingung anwachsen. Dies würde für den Regler bedeuten, daß zu einer größeren Anpreßkraft übergegangen werden muß, um die Schwingungen zu reduzieren.

Der jeweilige optimale Betriebszustand liegt grundsätzlich zwischen den beiden Extremfällen, bei denen sich der Dämpferkörper ohne Anpreßkraft nahezu frei bewegen oder bei zu großer Anpreßkraft praktisch keine Relativbewegung mehr stattfinden und somit auch keine Energie entzogen werden kann.

Durch eine solche Regelung wird in verhältnismäßig einfacher Weise eine außerordentlich wirksame Dämpfung erzielt.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist eine Meßeinrichtung für die von der Krafteinheit auf den Dämpferkörper ausgeübte Kraft vorgesehen. Damit ist zunächst ein wichtiger Anhaltspunkt für den Betriebszustand des Dämpfers gegeben. Vorteilhaft wird der von einer solchen Meßeinrichtung gelieferte Meßwert der Kraft im Regler mit verarbeitet, wodurch sich weitere Anpassungs- und Einwirkmöglichkeiten ergeben. Das Programm für die Berücksichtigung bzw. Verarbeitung des Kraft-Meßwertes kann sich je nach dem Anwendungsfall richten und in den Rechner eingegeben werden.

Die Ausbildung des Dämpfers im einzelnen kann in verschiedener Weise geschehen, ebenso wie dessen Anordnung an der jeweiligen Bedarfsstelle. Bei einer besonders vorteilhaften Ausbildung ist der Dämpferkörper in einer Kammer im Inneren des drehbaren Elements angeordnet. Er kann dabei auch von einem viskosen Medium umgeben sein.

Die Krafteinheit kann in oder an dem drehbaren Element oder aber auch außerhalb desselben angeordnet sein. Im letztgenannten Fall ist sie dann mit dem Dämpferkörper über wenigstens eine Lageranordnung in kraftübertragender Verbindung.

Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Erläuterung von Ausführungsbeispielen, aus der zugehörigen Zeichnung und aus den Ansprüchen. Es zeigen:

Fig. 1 eine Ausführung des erfindungsgemäßen Dämpfers an einer Arbeitsspindel in Schnittdarstellung,

Fig. 2 eine im wesentlichen der Fig. 1 entsprechende Schnittdarstellung des vorderen Endes der Arbeitsspindel in größerem Maßstab,

Fig. 3 eine weitgehend schematische Darstellung des Dämpfersystems,

Fig. 4 eine andere Ausführung des Dämpfers in einer

Arbeitsspindel im Schnitt.

Fig. 5 eine abgewinkelte Ausführung des Dämpfers,

Fig. 6 einen Schnitt nach der Linie VI-VI in Fig. 5 und

Fig. 7 eine weitere Ausführung der Dämpferanordnung.

Bei der Ausführung nach den Fig. 1 und 2 ist auf einem Werkzeugmaschinenteil 1, z.B. einem Schlitten, Spindelstock od.dgl., ein Spindelgehäuse 2 befestigt, in dem eine Arbeitsspindel 3 in Wälzlager 4 gelagert ist. Die Spindelnase 5 dient zur Aufnahme eines Werkzeuges, insbesondere einer Schleifscheibe *S*, wie sie in Fig. 2 angedeutet ist. Es kann sich aber auch um eine Arbeitsspindel für ein Werkzeug mit definierten Schneiden handeln oder auch um eine Werkstückspindel. Auf dem hinteren Ende der Arbeitsspindel 3 sitzt ein Antriebszahnrad 6, über das ein Drehmoment in die Arbeitsspindel eingeleitet werden kann.

Im Bereich der Spindelnase 5 ist in der Arbeitsspindel 3 eine Kammer 7 zur Aufnahme eines Dämpfungskörpers 8 vorgesehen. Bei dem letzteren kann es sich um einen im wesentlichen zylindrischen Teil handeln, der eine sog. Hilfsmasse bildet. Die Kammer 7 ist durch einen in eine Gewindebohrung 9 eingeschraubten Deckel 10 verschlossen. Die Kammer 7 kann mit Luft oder insbesondere auch mit einem Dämpfungsmedium in Form eines viskosen Materials, einer Flüssigkeit od.dgl. gefüllt sein. Die Deckelverschraubung läßt sich dann mit einer zusätzlichen Dichtung ausstatten.

Zwischen dem Deckel 10 und dem Dämpfungskörper 8 befindet sich ein Reibbelag 11 in Form einer ringförmigen Scheibe aus geeignetem Material, wie es für solche Reibungsdämpfer bekannt ist. Der Reibbelag 11 kann lose geführt sein oder auch an einem der benachbarten Teile, insbesondere am Deckel 10 befestigt sein, z.B. durch Kleben.

In eine zentrale Aufnahmebohrung 13 mit Anlageschulter 13a ist eine elektrisch ansteuerbare Krafteinheit 12 eingesetzt, die über ein Druckstück 14, eine Stelze od.dgl. in Anlage mit der rückwärtigen Fläche des Dämpfungskörpers 8 steht. Durch eine mittlere Bohrung 15 in der Arbeitsspindel 3 ist eine elektrische Signal- bzw. Energieversorgungsleitung 16 geführt, die über einen elektrischen Drehübertrager 17 bekannter Art an eine weiterführende Leitung 18 angeschlossen ist, wie Fig. 1 erkennen läßt.

Die Krafteinheit 12 ist ein solches elektrisch ansteuerbares Aggregat, das in der Lage ist, entsprechend der auf elektrischem Wege erfolgenden Beeinflussung eine veränderbare Kraft auf den Dämpfungskörper auszuüben, derart, daß die am Reibbelag 11 wirkende Anpreßkraft und damit der Kopplungsgrad des Dämpfers veränderbar ist.

Außer einem elektrischen Stellmotor oder einem anderen elektrischen Stellglied kommt als Krafteinheit 12 insbesondere ein piezoelektrischer Krafterzeuger in Betracht. Hierbei wird der umgekehrte piezoelektrische Effekt, die sog. Elektrostriktion, ausgenutzt, bei dem sich die Abmessungen bestimmter Materialien beim Anlegen eines elektrischen Feldes verändern. Elemente, die nach diesem Prinzip arbeiten, werden auch als Piezotranslatoren bezeichnet. Durch Anlegen einer entsprechenden Spannung kann bei einem solchen Element eine Ausdehnung und damit eine Krafterzeugung erreicht werden. Bei der Erfindung wurde erkannt, daß sich ein solches Aggregat vorteilhaft als Krafterzeuger bei einem Reibungsschwingungsdämpfer einsetzen läßt.

Ein Druckstück 14 in Form einer Stelze od.dgl. läßt bei der Kraftübertragung auch noch eine gewisse Rela-

tivbewegung des Dämpfungskörpers 8 radial zur Krafteinheit 12 zu.

Statt einer zentral angeordneten Krafteinheit können auch mehrere Krafteinheiten über den Umfang verteilt angeordnet sein, z.B. drei oder fünf solcher Einheiten. In Fig. 2 ist eine solche Einheit 12' strichpunktliert eingezeichnet.

Bei dem erfindungsgemäßen Dämpfer kann die der Krafteinheit zugeführte elektrische Größe je nach den Erfordernissen manuell eingestellt werden. Insbesondere sieht die Erfindung jedoch eine automatische Regelung vor, die so arbeitet, daß durch Änderung der elektrischen Versorgung der Krafteinheit in Abhängigkeit von wenigstens einer Meßgröße auftretende Schwingungen möglichst gering gehalten werden.

In Fig. 3 ist schematisch ein vorteilhaftes System für eine solche Regelung gezeigt. Dabei wird als Beispiel eine Anordnung nach Fig. 1 bzw. Fig. 2 zugrundegelegt, so daß die entsprechenden Bezugswerte auch in Fig. 3 angegeben sind. Auf dem die Lagerung der Arbeitsspindel 3 mit einer Schleifscheibe *S* enthaltenden Spindelgehäuse 2 ist insbesondere in der Nähe der vorderen Spindelagerung ein Schwingungsmeßgerät 21, beispielsweise ein sog. Beschleunigungsaufnehmer angeordnet. Dieser kann fest eingebaut oder lösbar gehalten sein. Das von ihm gelieferte Signal, das eine Meßgröße für die Intensität der Schwingungen ist, wird einem Regler 22 zugeführt, der an eine Energieversorgungsleitung 23 angeschlossen ist. Dieser Regler kann einen Rechner od. dgl. enthalten und beeinflußt nach vorgebarem Programm bzw. einer entsprechenden Strategie die über die Leitung 18 und den Drehübertrager 17 erfolgende elektrische Versorgung der eingebauten Krafteinheit 12 (in Fig. 3 nicht besonders dargestellt). Es kann sich dabei insbesondere um eine elektrische Spannung handeln.



Statt eines außerhalb des drehbaren Elements, wie bei den betrachteten Ausführungen der Arbeitsspindel 3, angeordneten Schwingungsmeßgeräts kann ein solches auch unmittelbar an oder in dem drehbaren Element angeordnet sein. Die Signal- oder Meßwertleitung wird dann über einen elektrischen Drehübertrager nach außen zum Regler 22 geführt.

Bei der Ausführung nach den Fig. 1 und 2 ist die Krafteinheit 12 in der Arbeitsspindel 3 als dem drehbaren Element so angeordnet, daß sie eine Druckkraft unmittelbar auf den Dämpferkörper 8 ausübt. Es ist aber auch möglich, die Anordnung so zu treffen, daß die Anpreßkraft an den Reibflächen von der Krafteinheit auf den Dämpferkörper als Zugkraft übertragen wird.

Eine Möglichkeit einer solchen Ausbildung veranschaulicht Fig. 4, wobei gleiche oder entsprechende Teile wie bei der Ausführung nach Fig. 1 und 2 mit gleichen Bezugswerten versehen sind und auf die Erläuterung dort Bezug genommen werden kann.

Der Dämpferkörper 8 und der Reibbelag 11 sind bei der Ausführung nach Fig. 4 entgegengesetzt angeordnet, wobei der Reibbelag 11 an der Grundfläche 27 der Kammer 7 anliegt bzw. an dieser befestigt ist. Die Krafteinheit ist am Ende der Arbeitsspindel 3 in einer Aufnahme 19 mit Anlageschulter 19a untergebracht. Die Verbindung zum Dämpferkörper 8 stellt eine Zugstange 20 her. Die Krafteinheit 12 ist so ausgebildet und angeordnet, daß sie bei elektrischer Energieversorgung über die Leitung 16 eine Kraft im Sinne des Pfeiles *F* ausübt und dadurch die Anpreßkraft am Reibbelag 11 bewirkt.

Statt in dem drehbaren Element, so einer Arbeitsspindel 3 od.dgl., kann die Krafteinheit auch außerhalb desselben feststehend angeordnet und mit dem Dämpfer-

körper über eine Lageranordnung verbunden sein. Eine solche Ausführung veranschaulicht  Dabei sind diejenigen Teile, die der Ausführung  Fig. 1 gleich oder ähnlich sind, mit den gleichen Bezugswerten bezeichnet. Eine Krafteinheit 12 ist an einem Maschinenteil 1 fest angebracht. Die Übertragung der von ihr ausgeübten Druckkraft auf den Dämpferkörper 8 erfolgt über eine mit der Krafteinheit 12 starr verbundene Lageranordnung 25 mit schematisch angedeuteten Axialwälzlager 26 und eine davon ausgehende, mit dem Dämpferkörper 8 verschraubte Druckstange 28.

Es besteht im Rahmen der Erfindung weiterhin die Möglichkeit, eine Krafteinheit 12 außerhalb des drehbaren Elements bei entsprechender Ausbildung so anzuordnen, daß die zur Erzeugung der Anpreßkraft am Reibbelag 11 ausgeübte Kraft über eine Zugstange als Zugkraft übertragen wird. Eine solche Ausführung ergibt sich etwa dann, wenn bei entsprechender Ausbildung der Krafteinheit 12 der Dämpferkörper 8 mit dem Reibbelag 11 so eingebaut wird, wie es Fig. 4 veranschaulicht.

Bei den erläuterten sowie entsprechenden anderen Ausführungen des Dämpfers kann der Dämpferkörper 8 im ruhenden Zustand zusätzlich zentriert werden, insbesondere durch radial angreifende Federelemente. In den Fig. 5 und 6 sind drei Zentrierfedern 29 dargestellt. Eine Zentrierung des Dämpferkörpers 8 läßt sich aber auch noch auf andere Weise erreichen, sofern eine solche überhaupt notwendig sein sollte.

Es kann zweckmäßig sein, den Dämpfer mit einer Meßeinrichtung für die auf den Dämpferkörper ausgeübte Kraft auszustatten. Dies läßt sich auf verschiedene Weise erreichen, insbesondere durch ein Meßelement od.dgl., das an oder in einem Kraftübertragungsglied angeordnet ist. Ein solches Meßelement läßt sich z.B. im Druckstück 14 (Fig. 2) bzw. einer entsprechenden Stelze od. dgl. vorsehen. Es kann ggfs. auch in der Krafteinheit selbst eingebaut sein.

Ist zwischen der Krafteinheit und dem Dämpferkörper eine Zugstange 20 (Fig. 4) oder eine Druckstange 28 (Fig. 7) vorhanden, so ist ein Meßelement vorteilhaft darauf angeordnet, vorzugsweise in Form eines oder mehrerer Dehnungsmeßstreifen 30, wie sie in den Fig. 4 und 7 schematisch angedeutet sind. Die Meßsignale werden über nicht dargestellte Meßleitungen, Übertragungselemente od.dgl. nach außen geführt. Sie können als Kraftwerte auf einem Gerät angezeigt werden. Insbesondere lassen sie sich bei einem automatisch arbeitenden System in einen Regler einspeisen, was in Fig. 3 schematisch bei der Zahl 24 angedeutet ist. Im Regler 22 können solche Werte dann im Rahmen eines den jeweiligen Erfordernissen angepaßten Programms oder einer Optimierungs-Strategie mit verarbeitet werden, um eine möglichst große Schwingungsdämpfung zu erzielen.

Alle in der vorstehenden Beschreibung erwähnten bzw. in der Zeichnung dargestellten Merkmale sollen, sofern der bekannte Stand der Technik es zuläßt, für sich allein oder auch in Kombinationen als unter die Erfindung fallend angesehen werden.

60

65

3637571

Number:

Int. Cl.4:

Anmeldetag:

Veröffentlichungstag:

Fig. 1/1/1: PLI

36 37 571

F 16 F 15/12

4. November 1986

5. Mai 1988

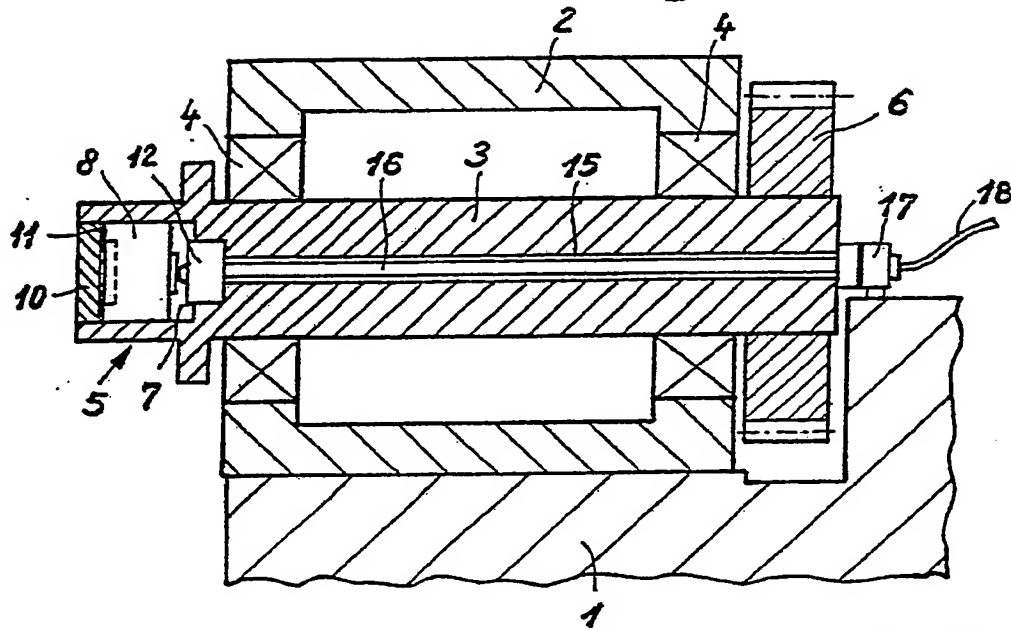


FIG. 1

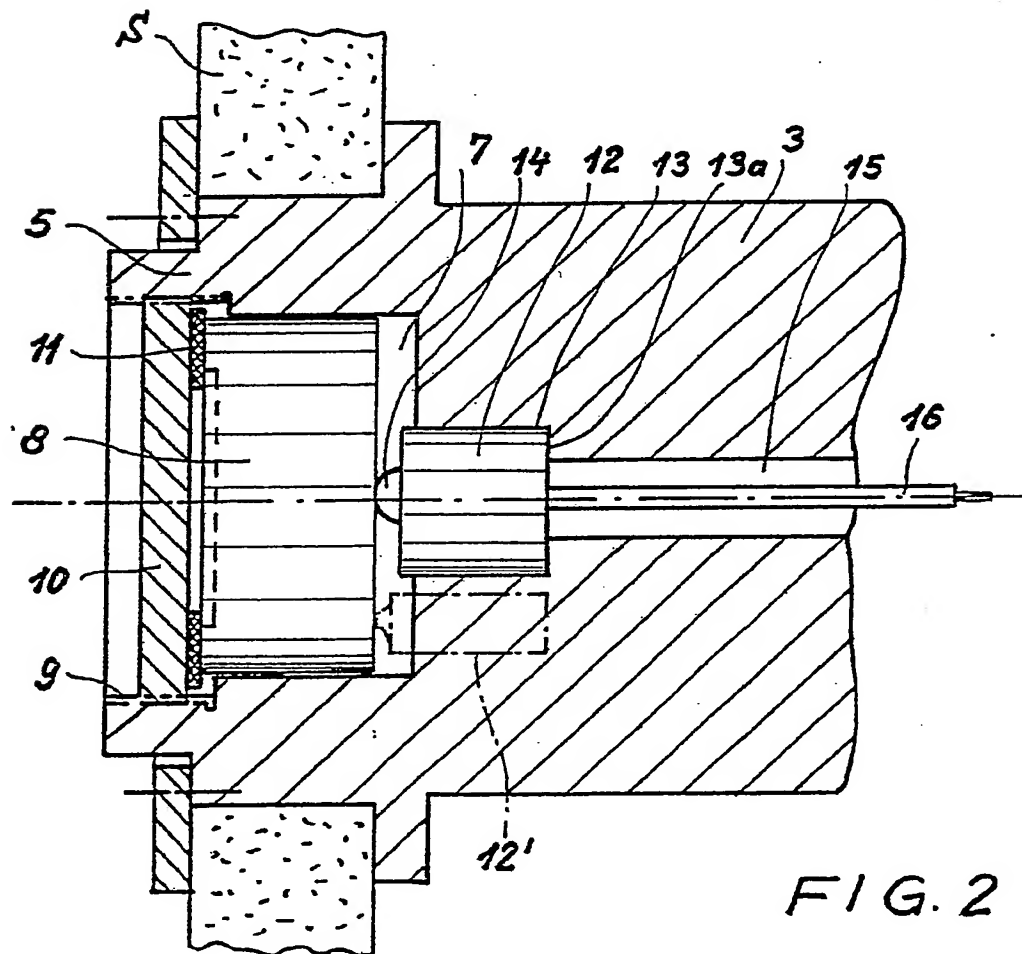
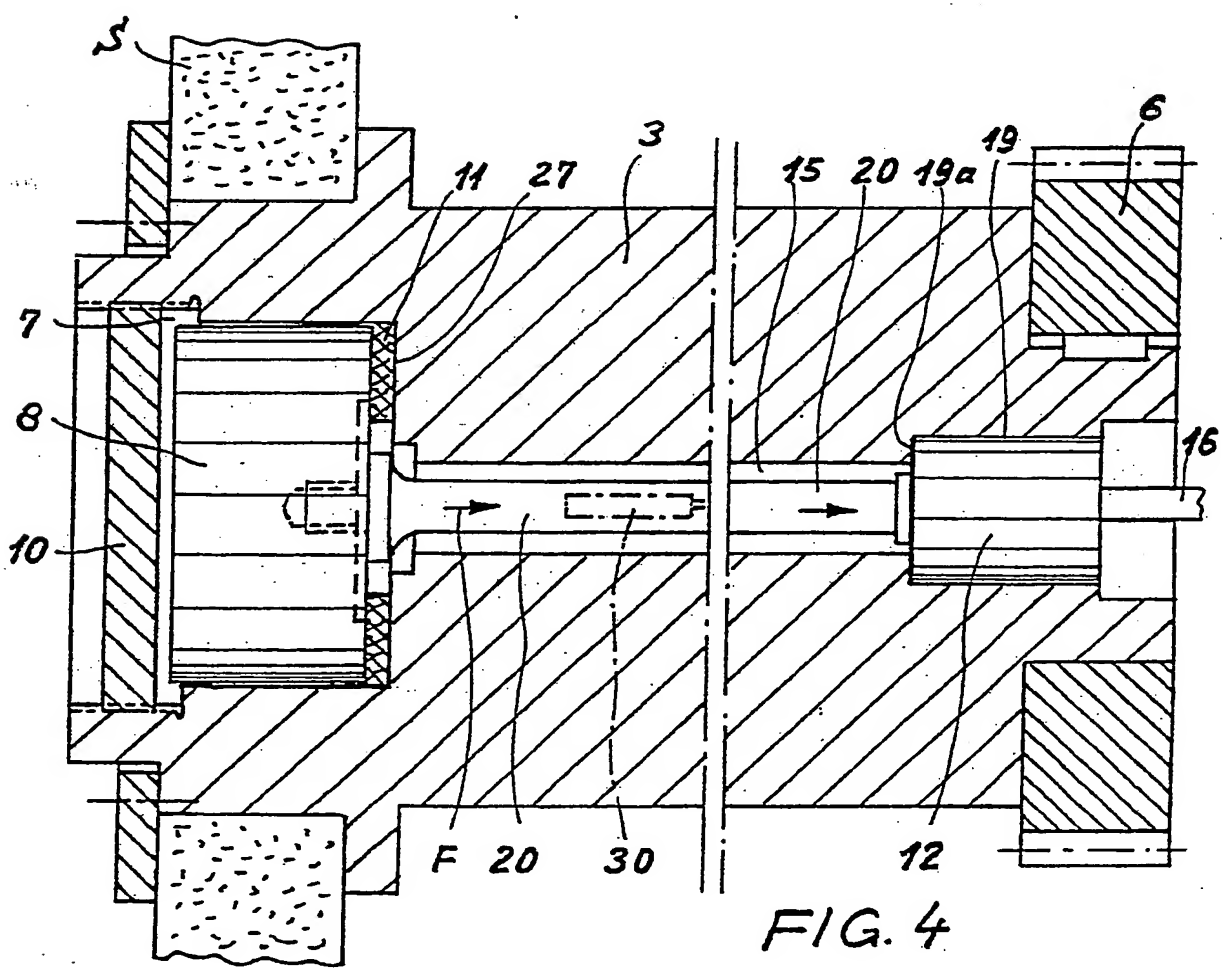
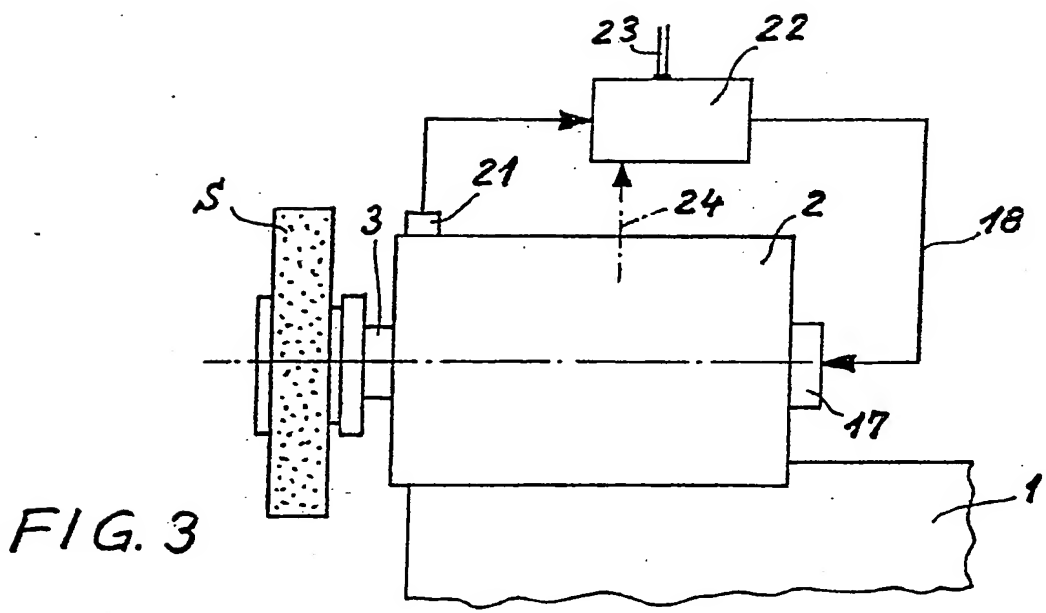


FIG. 2



04-11-88

8637571



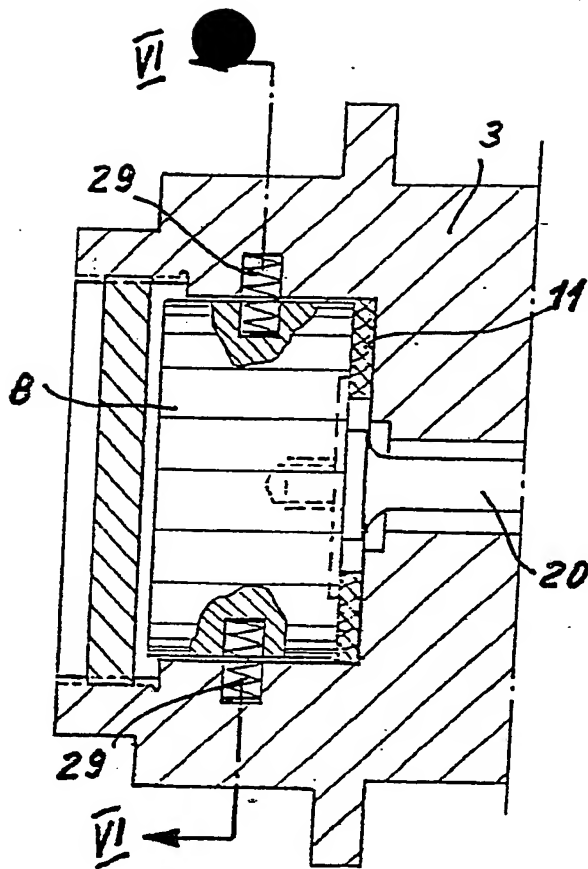


FIG. 5

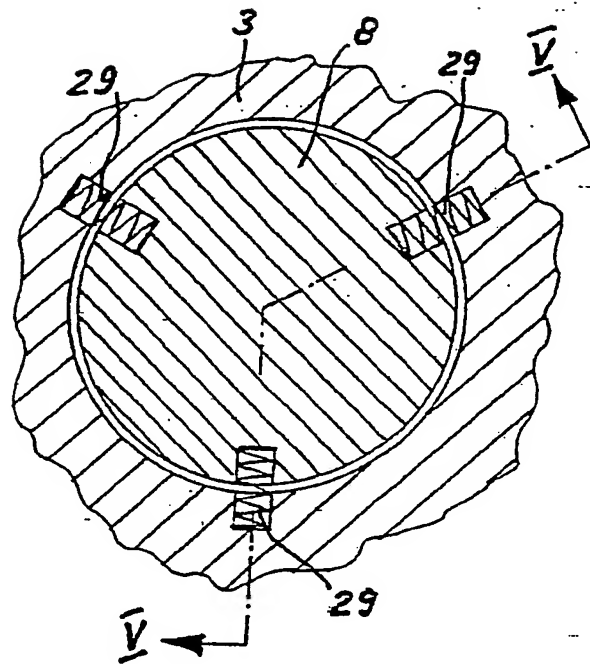


FIG. 6

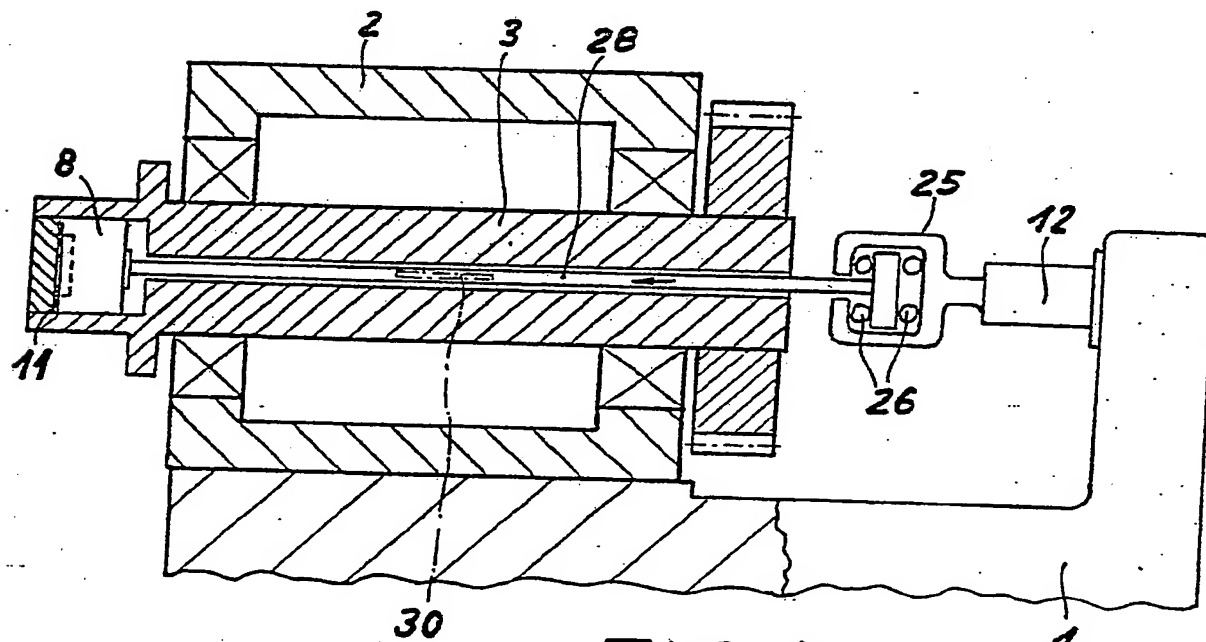


FIG. 7